

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Vertikální tlačný řetězový zvedák

Vertical Thrust Chain Hoist

Student:

Bc. Lukáš Hrušovský

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Hrušovský**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Vertikální tlačný řetězový zvedák**
Vertical Thrust Chain Hoist

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete vertikální tlačný řetězový zvedák :

1. Nosnost 30 kN
2. Maximální zdvih 2 m
3. Rychlost 0,1 m/s

Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

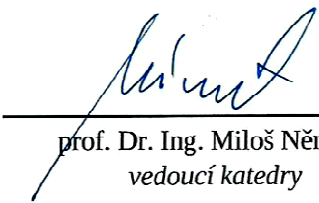
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

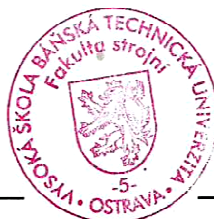
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě12.5. 2014.....

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práce budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 12.5. 2014

.....
Podpis

Adresa trvalého pobytu studenta:

Bystřička 35

756 24 Bystřička

Okr. Vsetín

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D. za jeho čas, trpělivost a ochotu poskytnout mi cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HRUŠOVSKÝ, L. *Vertikální tlačný řetězový zvedák: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2014, 45 stran. Vedoucí práce: Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem vertikálního tlačného řetězového zvedáku. V úvodu jsem uvedl přehled možných řešení těchto zvedáku. Na základě zadaných parametru byl zvolen nejvhodnější typ vertikálního zvedáku. U tohoto vertikálního zvedáku byla navrhována geometrie cévového kola a následně byla provedena pevnostní kontrola. Pevnostní kontrolu jsem zkontroloval metodou MKP. Následně jsem zkontroloval řetěz zvedáku na vzpěr. Dle zadaných parametrů jsem zvolil vhodný pohon. Hřídel, která je uložena ve skříni zvedáku jsem zkontroloval na statickou únosnost.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HRUŠOVSKÝ, L. *Vertical Thrust Chain Hoist. Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2014, 45 pages. Thesis head: Havlík, J.

Master thesis is dealing with design of the vertical thrust chain hoist. In the introduction I stated overview of possible solutions to these jack. On the basis of the specified parameter was chosen the best type of vertical jack. In this vertical lift was designed geometry pin drive wheels and subsequently the strength check. Strength check I checked by FEM. Then I checked the chain of the hoist to buckling. According to the given parameters, I chose the suitable drive. The shaft, which is mounted in the housing of the jack I checked the static load on carrying capacity.

Obsah

Seznam použitých označení.....	- 8 -
1. Úvod	- 12 -
2. Průzkum trhu	- 13 -
2.1 Link Lift	- 13 -
2.2 HD Lift	- 14 -
2.3 Chain Lift	- 14 -
3. Aplikace jednotlivých vertikální zvedáků	- 15 -
3.1 Plošinový zvedák	- 15 -
3.2 Nůžkový zvedák.....	- 16 -
3.3 Speciální zvedáky.....	- 16 -
4. Volba vertikálního tlačného řetězového zvedáku	- 17 -
5. Zásady pro správné vedení řetězů.....	- 19 -
5.1 Další způsoby vedení řetězu.....	- 19 -
6. Cévvý převod.....	- 20 -
6.1 Geometrie cévvého ozubení.....	- 20 -
6.2 Šířka zubu s_b na základní kružnici	- 21 -
6.3 Maximální poloměr cévy ρ_c	- 22 -
6.4 Šířka zubu v libovolném bodě \hat{s}_y	- 22 -
6.5 Výška špičatého zubu h_s	- 23 -
6.6 Minimální tloušťka špičky zubu	- 23 -
6.7 Průměr hlavové kružnice.....	- 24 -
6.8 Dráha záběru	- 24 -
6.9 Součinitel záběru ε_α	- 25 -
6.10 Výpočet souřadnic evolventy.....	- 25 -
6.11 Rozměry pro výpočet geometrie cévvého ozubení	- 27 -

7. Kontrola ohybového napětí v patě zubu	- 28 -
7.1 Nebezpečný průřez.....	- 28 -
7.2 Rozložení zatížení zubu po délce záběru	- 28 -
7.3 Výpočet úhlů hraničních záběrů.....	- 29 -
7.4 Působení sil v bodě A_2	- 29 -
7.5 Výpočet ramene působení síly v bodě A_2	- 30 -
7.6 Statické ohybové napětí v patě zubu při působení síly v bodě A_2	- 31 -
7.7 Působení sil v bodě B_2	- 32 -
7.8 Výpočet ramen působení síly v bodě B_2	- 32 -
7.9 Statické ohybové napětí v patě zubu při působení síly v bodě B_2	- 34 -
8. Kontrola dotykového napětí	- 35 -
8.1 Dotykové napětí v bodě B_1	- 35 -
8.2 Dotykové napětí v bodě B_2	- 35 -
9. Statické ohybové napětí pomocí MKP	- 36 -
9.1 V patě cévového kola	- 36 -
9.2 Na čepu řetězu.....	- 37 -
10. Kontrola řetězu na vzpěr	- 38 -
10.1 Výpočet těžiště řetězu	- 38 -
10.2 Výpočet centrálních kvadratických momentů setrvačnosti.....	- 39 -
10.3 Kontrola řetězu na vzpěr dle Eulera.....	- 41 -
11. Volba pohonu	- 43 -
12. Kontrola hřídele	- 44 -
12.1 Výpočet obvodové, radiální síly na hřídeli a reakce v podporách	- 44 -
12.2 Průběhy ohybových momentů.....	- 44 -
13. Statická kontrola hřídel.....	- 45 -
14. Závěr	- 47 -
15. Seznam použité literatury	- 48 -

Seznam použitých označení

$C_{1\div 5}$	[mm]	ramena dílčích těžišť k ose y
F_{posA2}	[N]	maximální posouvající síla v bodě A_2
F_{A2}	[N]	síla působící na zub v bodě A_2
F_{posB2}	[N]	maximální posouvající síla v bodě B_2
F_{B2}	[N]	síla působící na zub v bodě B_2
$F_{\check{c}}$	[N]	síla působící na čep
F_{kr}	[N]	kritická síla
F	[N]	působící síla
F_t	[N]	obvodová síla
F_{r12}	[N]	radiální síla
G	[N]	tíha břemen
$J_{x1\div x5}$	[mm ⁴]	kvadratický moment setrvačnosti dílčích ploch k ose x
J_x	[mm ⁴]	centrální kvadratický moment setrvačnosti
$J_{y1\div y5}$	[mm ⁴]	kvadratický moment setrvačnosti dílčích ploch k ose y
J_y	[mm ⁴]	centrální kvadratický moment setrvačnosti
M_k	[Nm]	krouticí moment
M_{oAA}	[MPa]	maximální ohybové napětí v průřezu A-A
$M_{ox1\div x3}$	[Nm]	ohybové momenty na hřídeli
M_{kAA}	[Nm]	maximální krouticí moment v průřezu A-A
P	[kW]	požadovaný výkon
R_a	[N]	reakce v podporách
R_b	[N]	reakce v podporách
R_e	[MPa]	mez kluzu
$S_{1\div 5}$	[mm ²]	obsahy jednotlivých ploch
X_T	[mm]	souřadnice těžiště
Y_T	[mm]	souřadnice těžiště
d_b	[mm]	průměr základní kružnice
d_y	[mm]	průměr kružnice v libovolném bodě zubu

d_s	[mm]	průměr pro špičatý zub
d_a	[mm]	průměr hlavové kružnice
d_{B2}	[mm]	průměr kružnice v bodě B_2
$d_{1\div 5}$	[mm]	ramena dílčích těžišť k ose x
d_{AA}	[mm]	průměr v průřezu A-A
\hat{e}	[mm]	šířka zubové mezery
g_a	[mm]	dráha záběru
h_s	[mm]	výška špičatého zubu
h_{FA2}	[mm]	rameno působení síly v bodě A_2
h_{FB2}	[mm]	rameno působení síly v bodě B_2
i_{\min}	[mm]	poloměr setrvačnosti
k_{sz}	[-]	statická bezpečnost zubu
$k_{\check{c}}$	[-]	statická bezpečnost v čepu
k_{kr}	[-]	součinitel bezpečnosti pro vzpěr
k_{sAA}	[-]	součinitel statické bezpečnosti hřídele
m	[mm]	modul
n_{vyst}	$[\text{min}^{-1}]$	výstupní otáčky elektropřevodovky
p_c	[mm]	rozteč cévového hřebenu
p_b	[mm]	rozteč zubů cévového kola
r_b	[mm]	poloměr základní kružnice
r_a	[mm]	poloměr hlavové kružnice
r_{B2}	[mm]	poloměr kružnice v bodě B_2
s_b	[mm]	šířka zubu na základní kružnici
\hat{s}_y	[mm]	šířka zubu v libovolném bodě
$\hat{s}_{a\min}$	[mm]	minimální tloušťka špičky zubu
\hat{s}_a	[mm]	tloušťka špičky zubu na hlavové kružnici
s_F	[mm]	nebezpečný průřez
\hat{s}_{B2}	[mm]	šířky zubu na kružnici d_{B2}
v	$[\text{ms}^{-1}]$	rychlost zdvihu
x	[mm]	souřadnice evolventy
x_{A2}	[mm]	poloviční tloušťka zubu v bodě A_2

x_{B2}	[mm]	poloviční tloušťka zubu v bodě B_2
y	[mm]	souřadnice evolventy
y_{A2}	[mm]	souřadnice do středu kola A
y_c	[mm]	souřadnice do středu kola bodu C
y_{FA2}	[mm]	souřadnice směru síly do osy zubu
y_{B2}	[mm]	souřadnice do středu kola B_2
y_{FB2}	[mm]	souřadnice směru síly do osy zubu
z	[-]	počet zubů cévového kola
α_y	[°]	vzniklý úhel na libovolném průměru
$\alpha_{a\max}$	[°]	maximální tlakový úhel
α_{A2}	[°]	hraniční úhel pro bod A_2
α_{B2}	[°]	hraniční úhel pro bod B_2
α_{FA2}	[°]	úhel působící síly v bodě A_2
α_{FB2}	[°]	úhel působení síly v bodě B_2
ε_α	[-]	součinitel záběru
η	[-]	účinnost elektromotoru
λ	[-]	štíhlostní poměr
λ_m	[-]	mezní štíhlost
ρ	[mm]	poloměr dna ozubení
ρ_c	[mm]	maximální poloměr cévy
σ_{FA2}	[MPa]	statické ohybové napětí v patě zubu
$\sigma_{F\lim}$	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{FB2}	[MPa]	statické ohybové napětí v patě zubu
σ_{HB1}	[MPa]	dotykové napětí v bodě B_1
σ_{HB2}	[MPa]	dotykové napětí v bodě B_2
$\sigma_{H\lim}$	[MPa]	mez únavy v dotyku
$\sigma_{\check{c}\max}$	[MPa]	maximální napětí v čepu
σ_{soAA}	[MPa]	ohybové napětí v průřezu A-A
σ_{redBB}	[MPa]	redukované napětí v průřezu A-A

τ_{eb}	[°]	úhel zubové mezery
τ_{sb}	[°]	úhel zubu na základní kružnici
τ_y	[°]	středový úhel
τ_{sa}	[°]	úhel na hlavě zubu
τ_{sB2}	[°]	úhel na kružnici d_{B2}
τ_{sAA}	[MPa]	smykové napětí v průřezu A-A
φ_{tr}	[°]	třecí úhel

1. Úvod

Účelem vertikálního tlačného řetězového zvedáku je vyzdvihnout břemeno do dané výšky, setrvat v této výšce požadovaný čas a následně bezpečně dopravit břemeno do počáteční polohy. Tento systém přepravování břemene ve vertikálním nebo i v horizontálním směru je poměrně novinkou na trhu.

Princip tohoto systému je jednoduchý. Pomocí speciálně upraveného řetězu, který je uložený v zásobníku v horizontální poloze je následně cévovým převodem mechanicky dopraven do vertikální polohy. Vlivem tíhy od břemene se speciálně tvarované články řetězu ve vertikální poloze uzamknou a břemeno je bezpečně vytlačované do požadované výšky.

V dnešní době je tento systém zvedání břemene aplikovaný hlavně v divadlech, kde jsou zvedány např. jeviště, orchestřiště, podia, hlediště a dále pak pro nejrůznější plošiny.

Hlavním cílem této diplomové práce je navrhnout vertikální tlačný řetězový zvedák, který splňuje požadavky uvedené v zadání. Dílčím cílem je provést systematické řešení výpočtu geometrie cévového ozubení a jeho následnou pevnostní kontrolu. Dalším dílčím cílem je zhotovit výkresovou dokumentaci navrženého vertikálního zvedáku.

2. Průzkum trhu

Podle způsobu použití se dělí: Link Lift
HD Lift
Chain Lift

2.1 Link Lift

Link Lift obr. 2.1 je navržen speciálně pro vertikální pohyb těžkých břemen. Články řetězu jsou tvořeny obdélníkovým průřezem, který po zatížení od břemene tvoří pevný a stabilní sloupec. Je elektromechanicky pohaněn a má vynikající akustické vlastnosti. Dále se vyznačuje velkou spolehlivostí a bezpečností. Má schopnost odolávat vnějším silám. Tato technologie umožňuje vysoce výkonné řešení u projektu, které mají být provedeny jednoduše, efektivně a v těžkém prostředí. [8]



Obr 2.1 Link Lift [8]

2.2 HD Lift

HD Lift obr. 2.2 je určen pro aplikace s vysokým cyklickým a nepřetržitým provozem. U těchto zvedáku je garantována 1 milion cyklů při maximálním zatížení za předpokladu, jsou-li dodržovány doporučené provozní podmínky. Nejčastější použití u provozů s dvaceti pracovními cykly za hodinu. Jsou speciálně konstruované pro těžkou průmyslovou výrobu. Jsou vybaveny trvalým mazacím systémem. [9]



Obr. 2.2 HD Lift [9]

2.3 Chain Lift

Chain Lift obr. 2.3 se nejčastěji používá u aplikací, kde je potřeba deseti pracovních cyklů za hodinu. Jednotlivé články řetězů jsou spojeny speciálními vazbami, které po zatížení od břemene umožní, že se řetěz chová jako pevný sloup. Spolehlivě pracují v nepříznivých podmínkách a také se vyznačují malou hlučností. [10]



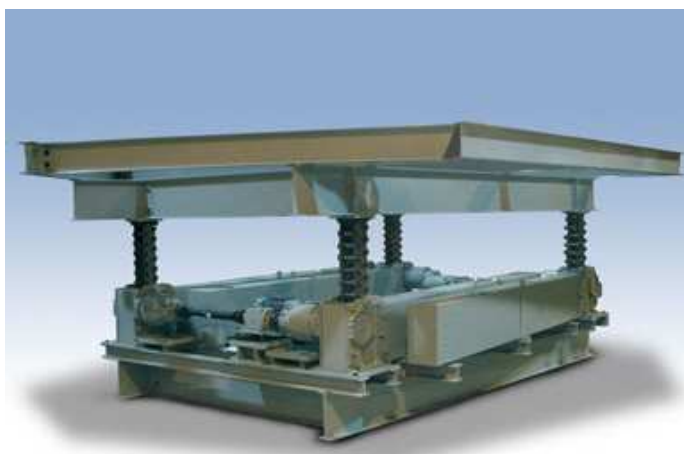
Obr. 2.3 Chain Lift [10]

3. Aplikace jednotlivých vertikálních zvedáků

- Plošinový zvedák
- Nůžkový zvedák
- Speciální zvedáky

3.1 Plošinový zvedák

Plošinový zvedák obr. 3.1 se používá pro přesun velkých, těžkých břemen, ale také lidí a dokonce i velkých vozidel. Tyto plošiny se můžou použít i v prostředí velmi čistém například v lékařství. Díky plně mechanickému pohonu nejsou tyto plošiny náročné na údržbu. Maximální zátěž těchto plošin je až 20 tun. Další výhodou je konstantní rychlost zdvihu bez rázu. [8]



Obr. 3.1 Plošinový zvedák [8]



Obr. 3.2 Plošinový zvedák [8]

3.2 Nůžkový zvedák

Nůžkový zvedák obr. 3.3 se používá pro zvláštní účely, kde je potřeba delší zdvih a vysoká přesnost pohybu. Je schopný manipulovat s břemeny o váze až 10 tun. Výhody tohoto zvedáku jsou nižší nároky na ložiska nůžkového kloubu, jednoduchost konstrukce, plně mechanický pohon bez vysokých nároku na údržbu. [9]



Obr. 3.3 Nůžkový zvedák [9]

3.3 Speciální zvedáky

Speciální zvedáky obr. 3.4 mají široké využití ve všech oblastech. Tyto zvedáky se navrhují na zakázku dle požadavků na provoz. Lze navrhovat zvedáky neobvyklých tvarů a designů, které mají řešit neobvyklé problémy při přepravování břemene. [10]



Obr. 3.4 Speciální zvedák [10]

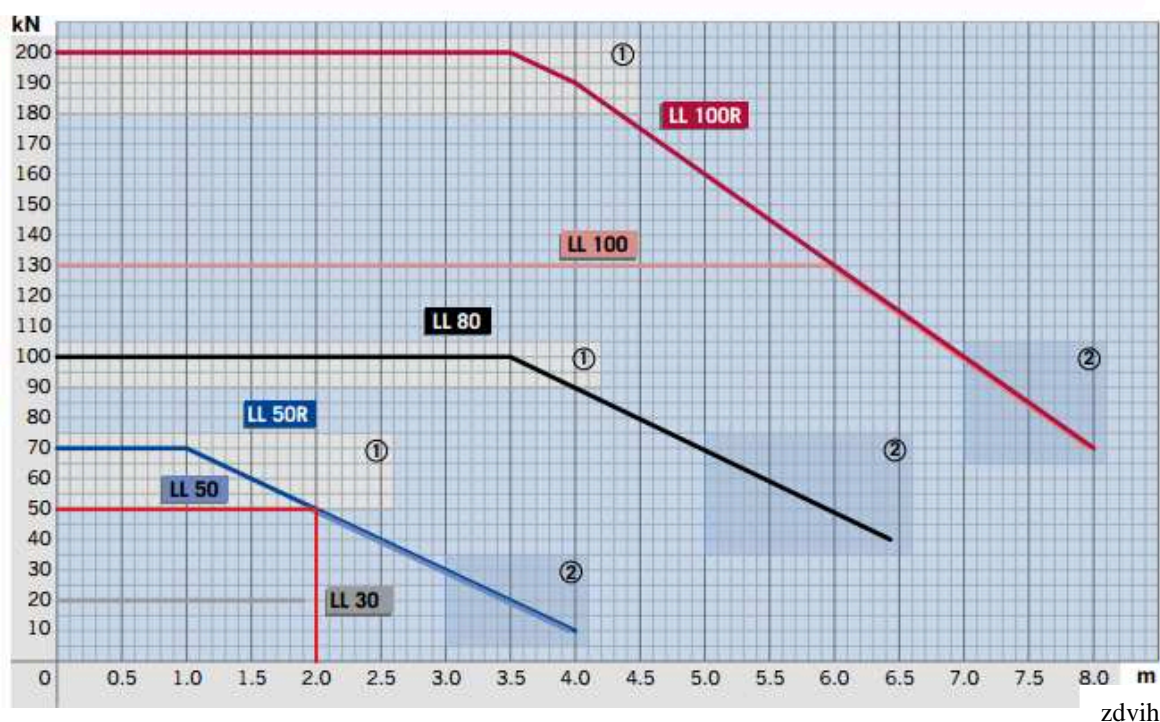
4. Volba vertikálního tlačného řetězového zvedáku

Dle zadaných parametrů volím vertikální tlačný řetězový zvedák s červeně vyznačenými parametry.

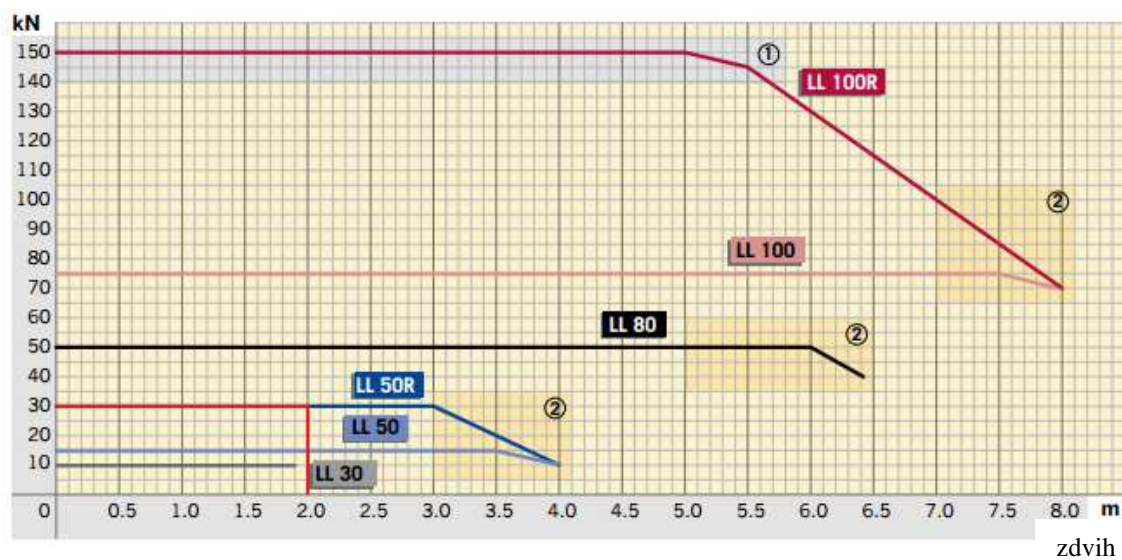
Tab. 4.1 Standardní modelové řady [11]

Model	LL 30	LL 50	LL 50R	LL 80	LL 100	LL 100R
Statická kapacita						
Max. zatížení [kN] : Mezní zdvih [m]	20 : 1,9	50 : 2	70 : 1	100 : 3,5	130 : 6	200 : 3,5
Mezní zatížení [kN] : Max. zdvih [m]	20 : 1,9	10 : 4	10 : 4	40 : 6,4	70 : 8	70 : 8
Dynamická kapacita						
Max. zatížení [kN] : Mezní zdvih [m]	10 : 1,9	15 : 3,5	30 : 3	50 : 6	75 : 7,5	150 : 5
Mezní zatížení [kN] : Max. zdvih [m]	10 : 1,9	10 : 4	10 : 4	40 : 6,4	70 : 8	70 : 8
Další specifikace						
Nominalní rychlost [mm/s]	200	300	300	300	300	300
Účinnost systému [%]	80	80	80	80	80	80
Rozteč řetězu [mm]	30	50	50	80	100	100
Poloměr pastorku [mm]	30	50	50	80	100	100
Minimální výška [mm]	190	290,5	290,5	460	572	572
Hmotnost řetězu [kg/m]	15	21	22	35	71	74
Hmotnost krytu pohonu [kg]	8	29	33	80	192	213

zatížení



Graf 4.1 Statické provozní rozsahy [11]

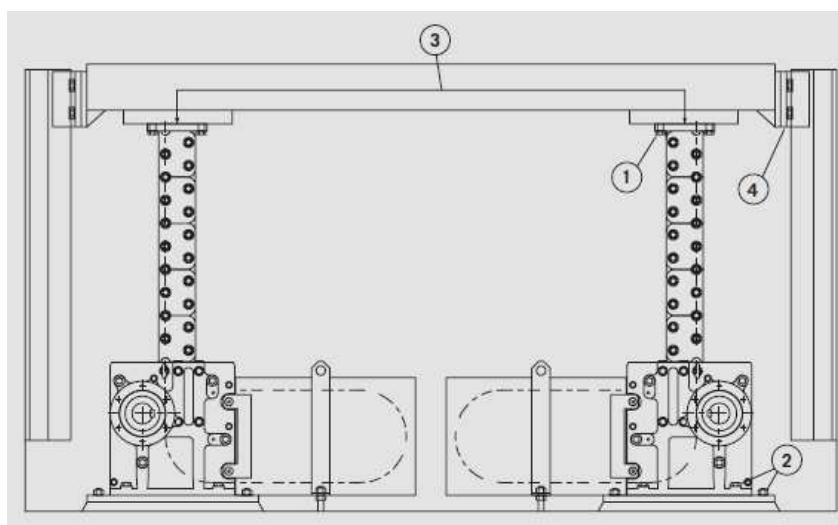


Graf 4.2 Dynamické provozní rozsahy [11]

Dle statických a dynamických provozních rozsahů, které jsem vyčetl z grafu 4.1 a 4.2 vyšlo najevo, že pro zadané parametry bude vyhovovat model vertikálního tlačného řetězového zvedáku typu L50R.

5. Zásady pro správné vedení řetězů

1. Horní deska musí být pevně ukotvena k řetězu.
2. Skříň pohonu musí být pevně zakotvena na základové desce a musí být zarovnána s horní deskou.
3. Hlavní zatížení horní desky by mělo být vertikální, které se přenáší rovnoměrně do řetězů.
4. Horní plošina musí být vedena paralelně s řetězy, tím se zabrání horizontálnímu pohybu a nedojde k vychýlení řetězů. [11]



Obr. 5.1 Vedení plošiny vertikálního řetězového zvedáku [11]

5.1 Další způsoby vedení řetězu

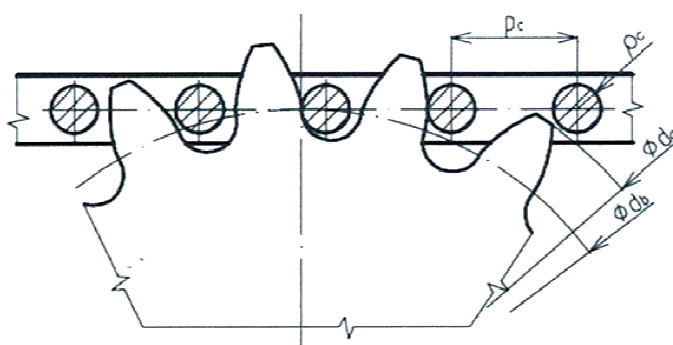


Obr. 5.2 Vedení řetězu pomocí rámu [11]

6. Cékový převod

V dnešní době se cékové převody používají nejen jako hnací člen pohybu dobývacích kombajnů v kamenouhelných dolech, ale také jako mechanický převod u zdvižných zařízení. Jednoduše řečeno, cékové ozubení je takový typ ozubení, kdy jedno ozubené kolo je nahrazeno cévovým kolem nebo hřebenem, jež má místo zubů valečky (cévy).

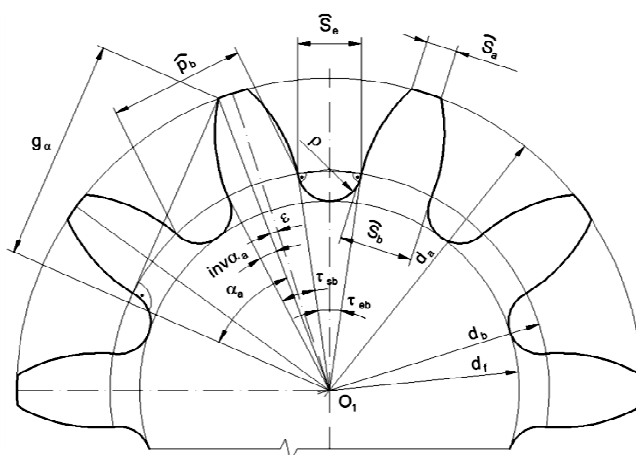
V této kapitole se zaměřím na výpočet cévového převodu a to na cévový hřeben a ozubené kolo, kde tvar profilu zubu je evolventa obr. 6.1 Pro tento typ ozubení vypočítám geometrii a pevnostní výpočet.



Obr. 6.1 Cékový hřeben s ozubeným kolem

6.1 Geometrie cévového ozubení

Boky zubů ozubeného kola jsou tvořeny evolventami e_1, e_2 a dno ozubeného kola je tvořeno kružnicí k . Křivky e_1 a k mají bod tečnosti T na základní kružnici d_b obr. 6.2.



Obr. 6.2 Geometrie ozubení

Při návrhu vycházím z toho, že znám:

ρ	poloměr dna ozubení	$\rho = 10[mm]$
p_c	rozteč cévového hřebenu	$p_c = \hat{p}_b = 50[mm]$
z	počet zubů ozubeného kola	$z = 9$

Z geometrie cévového ozubení musí platit, že rozteč cév p_c je rovna rozteči zubů \hat{p}_b na základní kružnici. Dále vychází z geometrie rovnice:

$$\pi \cdot d_b = \hat{p}_b \cdot z \quad (6.1)$$

Z rovnice (6.1) lze vyjádřit průměr základní kružnice

$$d_b = \frac{\hat{p}_b \cdot z}{\pi} = \frac{50 \cdot 9}{\pi} = 143,3[mm] \quad (6.2)$$

Poloměr základní kružnice

$$r_b = \frac{d_b}{2} = \frac{143,3}{2} = 71,7[mm]$$

6.2 Šířka zubu s_b na základní kružnici

Šířka zubu na základní kružnici s_b lze vyjádřit na základě obr. 6.2 rovnicí.

$$\hat{s}_b = \hat{p}_b - \hat{e} = 50 - 19,8 = 30,2[mm] \quad (6.3)$$

Kde \hat{e} je šířka zubové mezery, kterou lze vyjádřit rovnicí.

$$\hat{e} = \tau_{eb} \cdot \frac{d_b}{2} = 0,277 \cdot \frac{143,3}{2} = 19,8[mm] \quad (6.4)$$

Kde τ_{eb} je úhel zubové mezery.

$$\tau_{eb} = 2 \cdot \arctg \frac{\rho}{r_b} = 2 \cdot \arctg \frac{10}{71,5} = 0,277[rad] = 15,9^\circ$$

Úhel zubu na základní kružnici

$$\tau_{sb} = \frac{\hat{s}_b}{r_b} = \frac{30,2}{71,7} = 0,42[rad] = 24,06^\circ$$

6.3 Maximální poloměr cévy ρ_c

Při záběru ozubeného kola s cévovým hřebenem je uvažováno, že střed cévy o poloměru ρ_c leží na základní kružnici d_b ozubeného kola. Z toho plyne podmínka.

$$\begin{aligned}\rho_c &\leq \rho - x \\ \rho_c &\leq 10 - 0,69 \\ \rho_c &\leq 9,31\end{aligned}\tag{6.5}$$

Volím poloměr cévy $\rho_c = 9[mm]$.

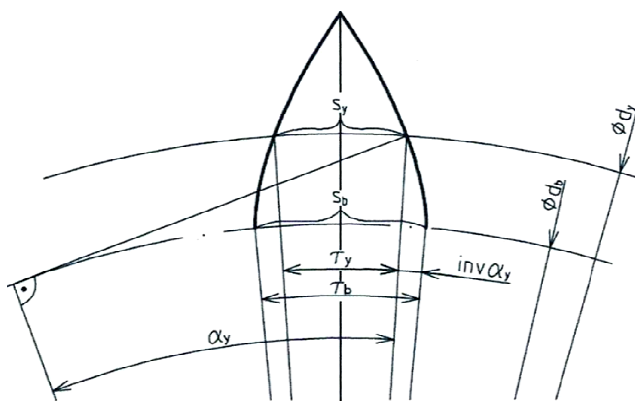
Kde rozměr x je to rozdíl mezi vzdálenostmi OS_d a poloměrem r_b .

$$\begin{aligned}x &= \overline{OS_d} - r_b = \sqrt{r_b^2 + \rho^2} - r_b \\ x &= \sqrt{71,5^2 + 10^2} - 71,5 = 0,69[mm]\end{aligned}$$

6.4 Šířka zubu v libovolném bodě \hat{s}_y

Pro řešení šířky zubu v libovolném bodě se vychází z šířky zubu na základní kružnici \hat{s}_b (6.3). Středový úhel τ_y lze za pomoci obr. 6.4 vyjádřit vztahem.

$$\tau_y = \tau_b - 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_y$$



Obr 6.4 Šířka zubu v libovolném bodě s_y

Vyjádření úhlů z rovnice τ_y dostaneme

$$\frac{2\hat{s}_y}{d_y} = \frac{2\hat{s}_b}{d_b} - 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_y,\tag{6.6}$$

Vyjádření šířky zubu \hat{s}_y z rovnice (6.6).

$$\begin{aligned}\hat{s}_y &= d_y \cdot \left(\frac{\hat{s}_b}{d_b} - 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_y \right) = 180 \cdot \left(\frac{30,2}{143} - 2 \cdot 0,11 \right) = 18,2[mm] \\ \operatorname{inv} \alpha_y &= \operatorname{tg} \alpha_y - \left(\alpha_y \cdot \frac{\pi}{180} \right) = \operatorname{tg} 37^\circ - \left(37^\circ \cdot \frac{\pi}{180} \right) = 0,11\end{aligned}\tag{6.7}$$

Šířku zubu v libovolném místě s_y volím na průměru $d_y = 180[mm]$, kde vznikne úhel $\alpha_y = 37^\circ$.

6.5 Výška špičatého zubu h_s

Maximální možná výška zubu odpovídá špičatému zubu, kdy musí platit.

$$\operatorname{inv} \alpha_s = \frac{\tau_b}{2}$$

Potom lze vypočítat průměr d_s pro špičatý zub.

$$d_s = \frac{d_b}{\cos \alpha_s} = \frac{143}{\cos 37^\circ} = 179,5[mm]$$

Výsledný vztah pro výšku špičatého zubu.

$$h_s = \frac{d_s - d_b}{2} = \frac{179,5 - 143}{2} = 18,3[mm]$$

6.6 Minimální tloušťka špičky zubu

Pro ozubená kola se volí minimální tloušťka zubu $\hat{s}_a = 0,4 \cdot m$ u kalených zubů a $\hat{s}_a = 0,25 \cdot m$ u kol bez tepelného zpracování.

Modul m je u ozubených kol vyjádřen pro roztečnou kružnici d . U ozubeného kola pro cévové převody je základní kružnice d_b rovna roztečné kružnice d . potom tedy lze vypočítat modul.

$$m = \frac{\hat{p}_b}{\pi} = \frac{50}{\pi} = 15,9[mm]\tag{6.8}$$

Potom lze vypočítat minimální tloušťku zubu na hlavové kružnici pro kalená kola.

$$\hat{s}_{a\min} = 0,4 \cdot m = 0,4 \cdot 15,9 = 6,3[mm]\tag{6.9}$$

6.7 Průměr hlavové kružnice

Maximální tlakový úhel vypočítáme numerickým řešením rovnice.

$$\begin{aligned}\hat{s}_b - d_b \cdot (\tan \alpha_{a \max} - \alpha_{a \max}) - \hat{s}_{a \min} \cdot \cos \alpha_{a \max} &= 0 \\ 30,13 - 143,31 \cdot \left(\tan 42,711^\circ - 42,711 \cdot \frac{\pi}{180} \right) - 6,37 \cdot \cos 42,711^\circ &= 0 \\ d_{a \max} = \frac{d_b}{\cos \alpha_{a \max}} = \frac{143,31}{\cos 42,711} &= 195,067 [mm] \quad (6.10)\end{aligned}$$

Volím průměr hlavové kružnice $d_a = 195 [mm]$.

Poloměr hlavové kružnice r_a .

$$\begin{aligned}r_a = \frac{d_a}{2} = \frac{195}{2} &= 97,5 [mm] \\ \alpha_a = \cos^{-1} \frac{r_b}{r_a} = \cos^{-1} \frac{71,6}{97,5} &= 42,7^\circ\end{aligned}$$

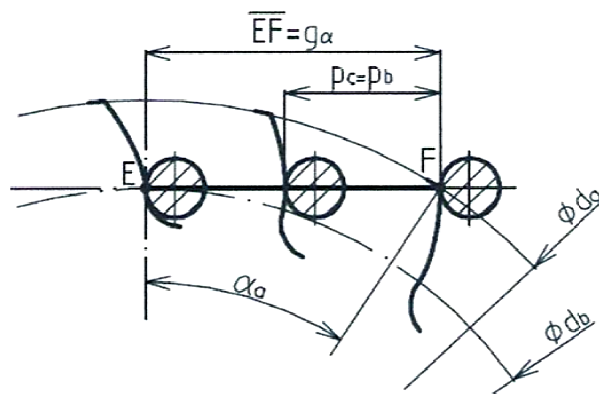
Tloušťka špičky zubu na hlavové kružnici

$$\hat{s}_a = d_a \left[\frac{\hat{s}_b}{d_b} - (\tan \alpha_a - \alpha_a) \right] = 195 \cdot \left[\frac{30,13}{143,31} - \left(\tan 42,74 - 42,74 \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right] = 6,3 [mm]$$

6.8 Dráha záběru

Z obr. 6.5 plyne, že dráha záběru je definována jako vzdálenost bodu F, kdy se céva poprvé dotkne zubu a bod E, kdy se céva přestane dotýkat zubu kola. Dráha záběru lze tedy vyjádřit.

$$\begin{aligned}\overline{EF} = g_a = \frac{d_b}{2} \tan \alpha_a \\ g_a = r_b \cdot \tan \alpha_a = 71,6 \cdot \tan 42,74^\circ = 66,2 [mm] \quad (6.11)\end{aligned}$$



Obr. 6.5 Dráha záběru

6.9 Součinitel záběru ε_α

Součinitel záběru nám zajišťuje, aby při výstupu zubu ze záběru již zabíral další zub spolu s ním. Součinitel záběru ε_α je definován vztahem.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{p_c} = \frac{\frac{z \cdot p_c}{2 \cdot \pi}}{p_c} \cdot \tan \alpha_a = \frac{z}{2 \cdot \pi} \cdot \tan \alpha_a = \frac{9}{2 \cdot \pi} \cdot \tan 42,72^\circ = 1,3[-] \quad (6.12)$$

Krajní hodnota $\varepsilon_\alpha = 1$ odpovídá meznímu případu, kdy je v záběru pouze jeden zub.

Pro reálný cévový převod musí být součinitel $\varepsilon_\alpha \geq 1$.

$$1,3 \geq 1 \Rightarrow \text{vyhovuje podmínce.}$$

6.10 Výpočet souřadnic evolventy

Výpočet souřadnic pro libovolný bod vychází z obr. 6.6 a jsou dány rovnicemi.

$$\begin{aligned} x &= \frac{d_y}{2} \cdot \sin \frac{\tau_y}{2} \\ y &= \frac{d_y}{2} \cdot \cos \frac{\tau_y}{2} \end{aligned} \quad (6.13)$$

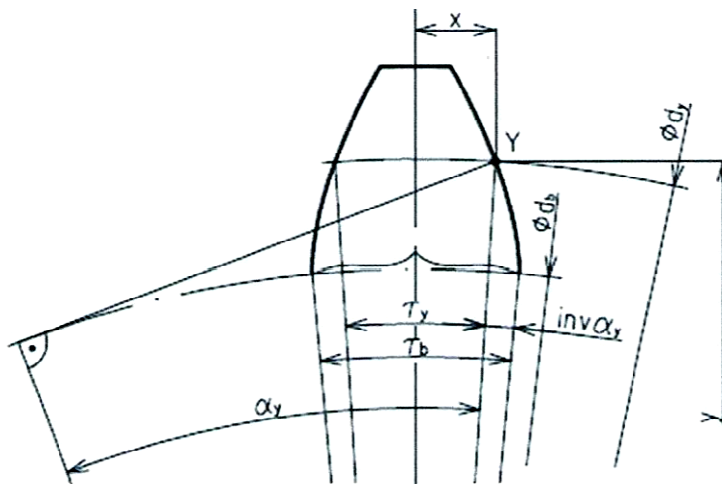
Dosažením rovnice (6.13) dostanou rovnice tvar.

$$\begin{aligned} x &= \frac{d_b}{2 \cdot \cos \alpha_y} \cdot \sin \left(\frac{\tau_b}{2} - \text{inv} \alpha_y \right) = \frac{143}{2 \cdot \cos 37^\circ} \cdot \sin \left(\frac{0,42}{2} - 0,11 \right) = 9,5[mm] \\ y &= \frac{d_b}{2 \cdot \cos \alpha_y} \cdot \cos \left(\frac{\tau_b}{2} - \text{inv} \alpha_y \right) = \frac{143}{2 \cdot \cos 37^\circ} \cdot \cos \left(\frac{0,42}{2} - 0,11 \right) = 89,4[mm] \end{aligned}$$

$$\operatorname{inv} \alpha_y = \operatorname{tg} \alpha_y - \left(\alpha_y \cdot \frac{\pi}{180} \right) = \operatorname{tg} 37^\circ - \left(37^\circ \cdot \frac{\pi}{180} \right) = 0,11$$

$$\tau_b = \frac{2s_b}{d_b} = \frac{2 \cdot 30,2}{143} = 0,42 [\text{mm}]$$

Polohu bodu Y volím na průměru $d_y = 180 [\text{mm}]$, kde vznikne úhel $\alpha_y = 37^\circ$.



Obr. 6.6 Souřadnice evolventy

6.11 Rozměry pro výpočet geometrie cévového ozubení

Tab. 6.1 Rozměry cévového ozubení

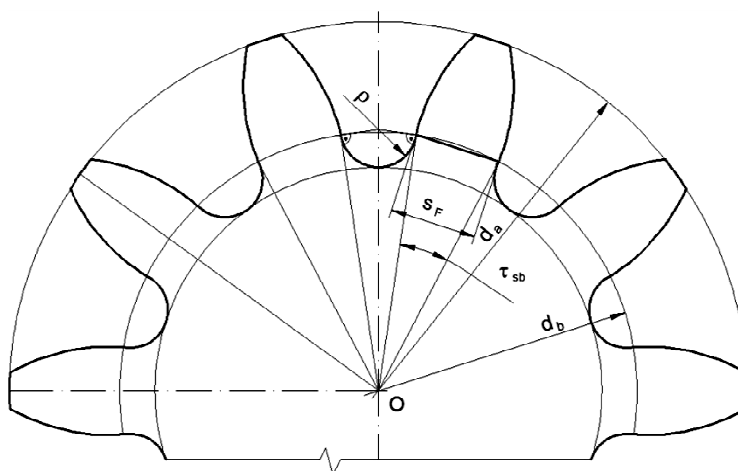
Název	značka	vzorec	výsledek	jednotka
poloměr dna	ρ	voleno	10	$[mm]$
rozteč cév	p_c	voleno	50	$[mm]$
počet zubů	z	voleno	9	$[-]$
rozteč zubů na základní kružnici	\hat{p}_b	$p_b = p_c$	50	$[mm]$
modul	m	$m = \frac{p_b}{\pi}$	15,9	$[mm]$
základní kružnice	d_b	$d_b = \frac{z \cdot p_b}{\pi}$	143	$[mm]$
úhel zubové mezery	τ_{eb}	$\tau_{eb} = 2 \cdot \arctg \frac{\rho}{r_b}$	15,9	$[^\circ]$
šířka zubové mezery	\hat{e}	$\hat{e} = \tau \cdot \frac{d_b}{2}$	19,8	$[mm]$
šířka zubu na základní kružnici	\hat{s}_b	$\hat{s}_b = \hat{p}_b - \hat{e}$	30,2	$[mm]$
libovolný průměr	d_y	$d_y = \frac{d_b}{\cos \alpha_y}$	180	$[mm]$
šířka v libovolném bodě	\hat{s}_y	$\hat{s}_y = d_y \cdot \left(\frac{\hat{s}_b}{d_b} - 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_y \right)$	18,2	$[mm]$
úhel zubu na základní kružnici	τ_{sb}	$\tau_{sb} = \frac{\hat{s}_b}{r_b}$	0,42	$[rad]$
poloměr cévy	ρ_c	$\rho_c = \rho - \left(\sqrt{r_b^2 + \rho^2} - r_b \right)$	9	$[mm]$
výška zubu	h_a	$h_a = 1,8 \cdot m$	28,7	$[mm]$
hlavová kružnice	d_a	$d_a = d_b + 2 \cdot h_a$	195	$[mm]$
součinitel záběru	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{p_c} = \frac{z}{2 \cdot \pi} \cdot \tan \alpha_a$	1,4	$[-]$

7. Kontrola ohybového napětí v patě zubu

U cévových převodů tohoto typu lze s dostatečnou přesností brát nebezpečný průřez na základní kružnici, kde je přechod evolventy do patní křivky,

7.1 Nebezpečný průřez

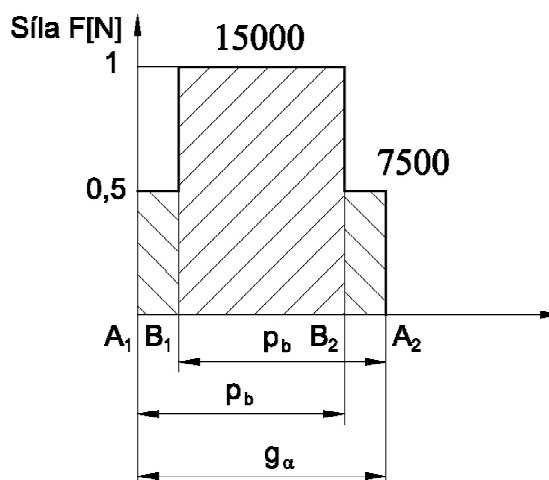
$$s_F = 2 \cdot r_b \cdot \sin \frac{\tau_{sb}}{2} = 2 \cdot 71,6 \cdot \sin \frac{24,06}{2} = 29,9 [\text{mm}] \quad (7.1)$$



Obr. 7.1 nebezpečný průřez kola cévového převodu

7.2 Rozložení zatížení zubu po délce záběru

Rozložení působení sil na zub během záběru je znázorněn na obr. 7.2.



Obr. 7.2 Rozložení působení sil na zub během záběru

7.3 Výpočet úhlů hraničních záběrů

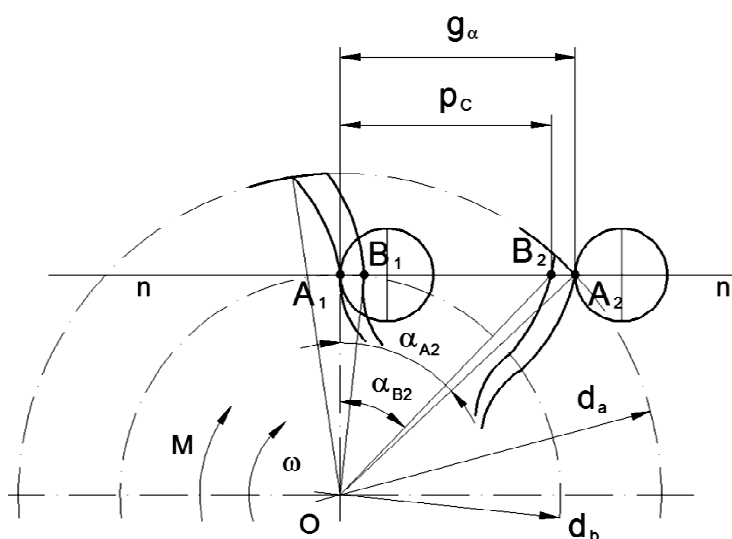
Střídání jedno párového a dvou párového záběru je znázorněn na obr 7.3

Úhel pro bod A_2

$$\alpha_{A_2} = \alpha_a = 42,7^\circ \quad (7.2)$$

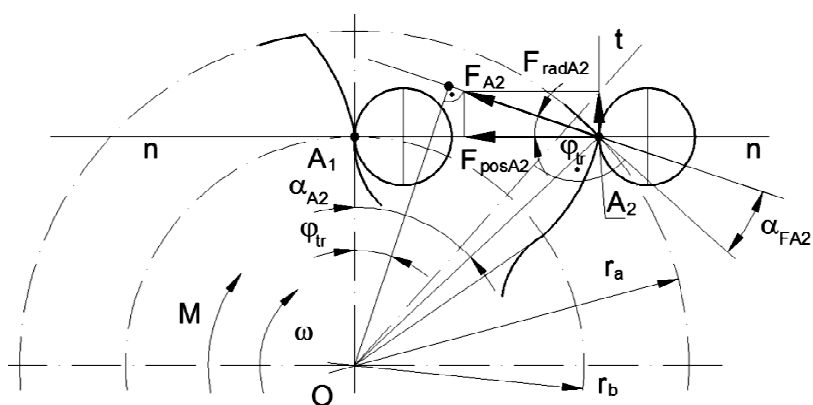
Úhel pro bod B_2

$$\alpha_{B_2} = \tan^{-1} \frac{p_c}{r_b} = \tan^{-1} \frac{50}{71,6} = 34,9^\circ \quad (7.3)$$



Obr 7.3 Střídání jedno párového a dvou párového záběru

7.4 Působení sil v bodě A_2



Obr. 7.4 Působení sil v bodě A_2

V bodě A_2 působí maximální posouvající síla

$$F_{posA2} = \frac{F_{pos}}{2} = \frac{15000}{2} = 7500[N] \quad (7.4)$$

Síla působící na zub v bodě A_2

$$F_{A2} = \frac{F_{posA2}}{\cos \varphi_{tr}} = \frac{7500}{\cos 8,53^\circ} = 7583[N] \quad (7.5)$$

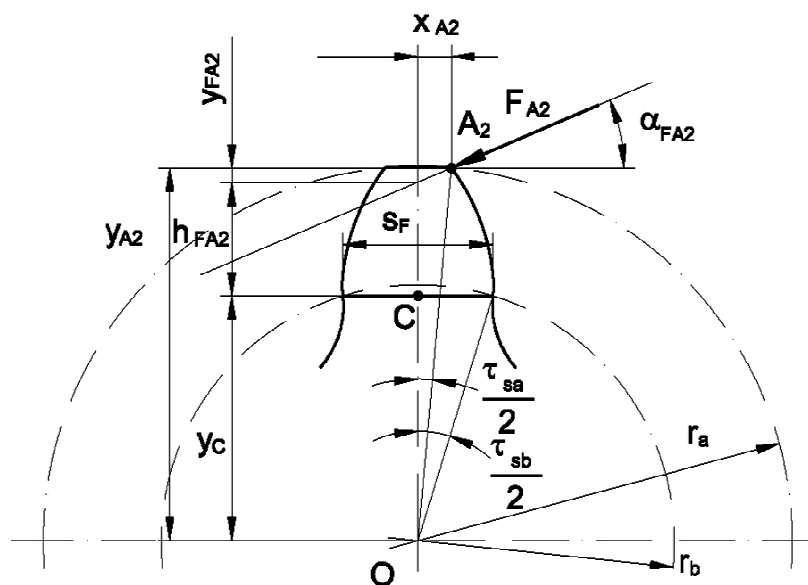
Třecí úhel

$$\varphi_{tr} = \tan^{-1} \cdot f = \tan^{-1} \cdot 0,15 = 8,53^\circ \quad (7.6)$$

f – je součinitel tření mezi cévou a zubem [3]

7.5 Výpočet ramene působení síly v bodě A_2

Model pro výpočet ramene působení síly v bodě A_2 je znázorněn na obr. 7.5



Obr. 7.5 Model pro výpočet ramene působení síly v bodě A_2

Výpočet úhlu na hlavě zubu

$$\tau_{sa} = \tau_{sA2} = \frac{\hat{s}_a}{r_a} = \frac{6,3}{97,5} = 0,06[rad] = 3,7^\circ$$

Výpočet úhlu působící síly v bodě A_2

$$\alpha_{FA2} = \alpha_{A2} - \varphi_{tr} - \frac{\tau_{sA2}}{2} = 42,7 - 8,53 - \frac{3,7}{2} = 32,3^\circ \quad (7.7)$$

Výpočet poloviční tloušťky zubu v bodě A₂

$$x_{A2} = r_{A2} \cdot \sin \frac{\tau_{sA2}}{2} = 97,5 \cdot \sin \frac{3,7}{2} = 3,1 [mm] \quad (7.8)$$

Výpočet souřadnice do středu kola A₂

$$y_{A2} = \frac{x_{A2}}{\tan \frac{\tau_{sA2}}{2}} = \frac{3,1}{\tan \frac{3,7}{2}} = 97,47 [mm] \quad (7.9)$$

Výpočet souřadnice do středu kola bodu C

$$y_C = \frac{s_F}{2 \cdot \tan \frac{\tau_{sb}}{2}} = \frac{29,9}{2 \cdot \tan \frac{24,06}{2}} = 70,1 [mm] \quad (7.10)$$

Výpočet souřadnice směru síly do osy zubu

$$y_{FA2} = x_{A2} \cdot \tan \alpha_{FA2} = 3,1 \cdot \tan 32,3 = 1,9 [mm] \quad (7.11)$$

Výpočet ramene působení síly v bodě A₂

$$h_{FA2} = y_{A2} - y_{FA2} - y_C = 97,47 - 1,9 - 70,1 = 25,4 [mm] \quad (7.12)$$

7.6 Statické ohybové napětí v patě zubu při působení síly v bodě A₂

Tlakové napětí se zanedbává.

$$\sigma_{FA2} = \frac{6 \cdot h_{FA2} \cdot F_{A2} \cdot \cos \alpha_{FA2}}{b \cdot s_F^2} = \frac{6 \cdot 25,4 \cdot 7583 \cdot \cos 32,3}{20 \cdot 29,9^2} = 54,6 [MPa] \quad (7.13)$$

Volba materiálu cévového ozubení: [2]

Materiál 14220.4

Cementovat a kalit na HRC 58

Eht = (2,3 ÷ 2,4)mm

Tvrdost jádra = (390 ÷ 400)HV

Mez únavy v ohybu. [2]

$$\begin{aligned} \sigma_{F \text{ lim}} &= 700 MPa \\ \sigma_{FA2} &\leq \sigma_{F \text{ lim}} \\ 54,6 [MPa] &\leq 700 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (7.14)$$

7.7 Působení sil v bodě B₂

V bodě B₂ působí maximální posouvající síla

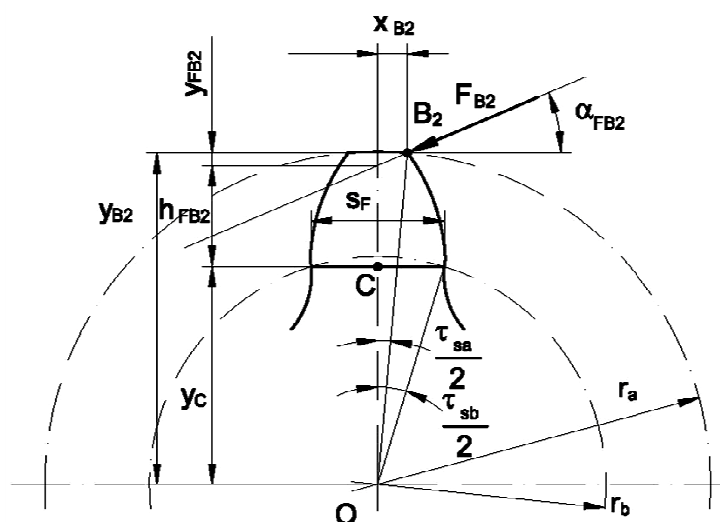
$$F_{posB2} = F_{pos} = 15000[N] \quad (7.15)$$

Síla působící na zub v bodě B₂

$$F_{B2} = \frac{F_{posB2}}{\cos \varphi_{tr}} = \frac{15000}{\cos 8,53^\circ} = 15167[N] \quad (7.16)$$

7.8 Výpočet ramen působení síly v bodě B₂

Model pro výpočet ramene působení síly v bodě B₂ je znázorněn na obr. 7.6



Obr. 7.6 Model pro výpočet ramene působení síly v bodě B₂

Výpočet poloměru kružnice v bodě B₂

$$r_{B2} = \frac{r_b}{\cos \alpha_{B2}} = \frac{71,6}{\cos 34,9} = 87,4[mm]$$

Výpočet průměru kružnice v bodě B₂

(7.17)

$$d_{B2} = 2 \cdot r_{B2} = 2 \cdot 87,4 = 174,8[mm]$$

Výpočet šířky zubu na kružnici d_{B2}

$$\hat{s}_{B2} = d_{B2} \left[\frac{s_b}{d_b} - (\tan \alpha_{B2} - \alpha_{B2}) \right] = 174,8 \left[\frac{30,2}{143,3} - \left(\tan 34,9 - 34,9 \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right] = 21,3[mm]$$

Výpočet úhlu na kružnici d_{B2}

$$\tau_{sa} = \tau_{sB2} = \frac{\widehat{s}_{B2}}{r_{B2}} = \frac{21,3}{87,4} = 0,24[rad] = 13,9^\circ$$

Výpočet úhlu působení síly v bodě B_2

$$\alpha_{FB2} = \alpha_{B2} - \varphi_{ir} - \frac{\tau_{sB2}}{2} = 34,9 - 8,53 - \frac{13,9}{2} = 19,4^\circ \quad (7.18)$$

Výpočet poloviční tloušťky zubu v bodě B_2

$$x_{B2} = r_{B2} \cdot \sin \frac{\tau_{sB2}}{2} = 87,4 \cdot \sin \frac{13,9}{2} = 10,6[mm] \quad (7.19)$$

Výpočet y souřadnice do středu kola B_2

$$y_{B2} = \frac{x_{B2}}{\tan \frac{\tau_{sB2}}{2}} = \frac{10,6}{\tan \frac{13,9}{2}} = 88,7[mm] \quad (7.20)$$

Výpočet y souřadnice do středu kola bodu C (7.21)

$$y_C = \frac{s_F}{2 \cdot \tan \frac{\tau_{sb}}{2}} = \frac{29,9}{2 \cdot \tan \frac{24,06}{2}} = 70,1[mm]$$

Výpočet y souřadnice směru síly do osy zubu

$$y_{FB2} = x_{B2} \cdot \tan \alpha_{FB2} = 10,6 \cdot \tan 19,4 = 3,7[mm] \quad (7.22)$$

Výpočet ramene působení síly v bodě B_2

$$h_{FB2} = y_{B2} - y_{FB2} - y_C = 88,7 - 3,7 - 70,1 = 14,9[mm] \quad (7.23)$$

7.9 Statické ohybové napětí v patě zubu při působení síly v bodě B₂

$$\sigma_{FB2} = \frac{6 \cdot h_{FB2} \cdot F_{B2} \cdot \cos \alpha_{FB2}}{b \cdot s_F^2} = \frac{6 \cdot 14,9 \cdot 15167 \cdot \cos 19,4}{20 \cdot 29,9^2} = 71,5 [MPa] \quad (7.24)$$

Volba materiálu cévového ozubení: [2]

Materiál 14220.4

Cementovat a kalit na HRC 58

Eht = (2,3 ÷ 2,4)mm

Tvrdost jádra = (390 ÷ 400)HV

Mez únavy v ohyb [2].

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 700 MPa$$

$$\sigma_{FA2} \leq \sigma_{F \text{ lim}} \quad (7.25)$$

$$71,5 [MPa] \leq 700 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

8. Kontrola dotykového napětí

Dotykové napětí vypočítáme v bodech B_1 a B_2 . Pro kontrolu na dotyk bereme větší. Mezi těmito body se nám mění poloměry křivosti evolventy kola. Poloměr křivosti cévy se nemění. Dotykové napětí můžeme s dostatečnou přesností vypočítat pomocí teorie výpočtu dotykového napětí ozubených kol.

8.1 Dotykové napětí v bodě B_1

$$\sigma_{HB1} = \sqrt{0,175 \cdot E \cdot \frac{F_{posB1}}{b} \cdot \left(\frac{1}{\rho_{B1}} + \frac{1}{\rho_C} \right)} = \sqrt{0,175 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{15000}{20} \cdot \left(\frac{1}{16,14} + \frac{1}{20} \right)} = 1756 [MPa]$$

$$\text{Kde } \rho_{B1} = g_\alpha - p_c = 66,1 - 50 = 16,14 [mm]$$

8.2 Dotykové napětí v bodě B_2

$$\sigma_{HB2} = \sqrt{0,175 \cdot E \cdot \frac{F_{posB1}}{b} \cdot \left(\frac{1}{\rho_{B1}} + \frac{1}{\rho_C} \right)} = \sqrt{0,175 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{15000}{20} \cdot \left(\frac{1}{50} + \frac{1}{20} \right)} = 1389 [MPa]$$

$$\text{Kde } \rho_{B2} = p_c = 50 [mm]$$

Volba materiálu cévového ozubení: [2]

Materiál 14220.4

Cementovat a kalit na HRC 58

Eht = (2,3 ÷ 2,4)mm

Tvrlost na boku zubu $V_{HV} = 650$

Mez únavy v dotyku

Pro ozubená kola cementována nebo povrchově kalená. [4]

$$\sigma_{H \lim} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 MPa$$

$$\sigma_{HB1} \leq \sigma_{H \lim} \quad (8.1)$$

$$1756 [MPa] \leq 2600 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

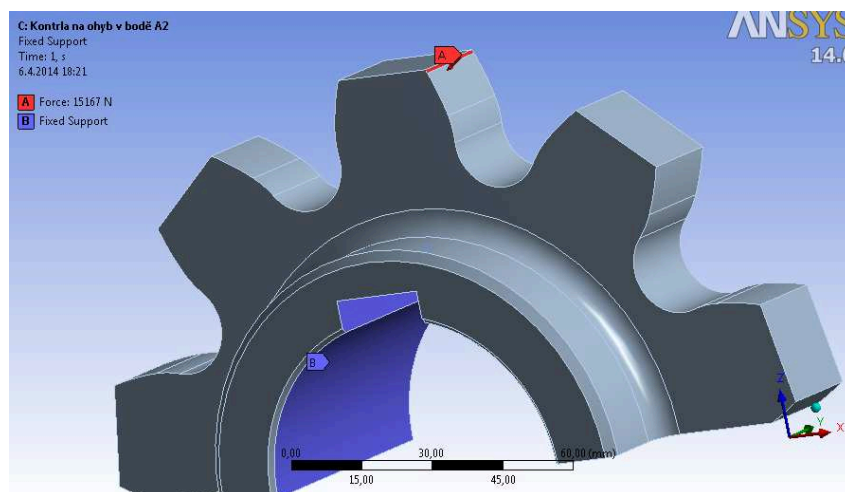
$$\sigma_{HB2} \leq \sigma_{H \lim} \quad (8.2)$$

$$1389 [MPa] \leq 2600 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

9. Statické ohybové napětí pomocí MKP

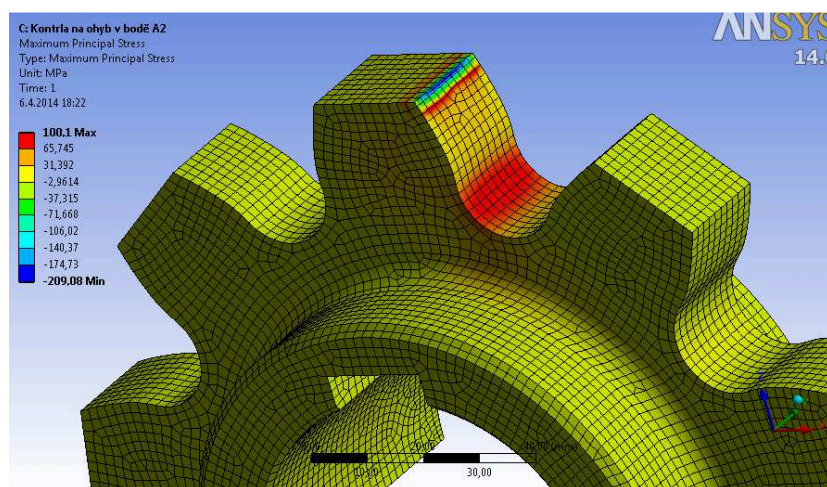
9.1 V patě cévového kola

Okrajové podmínky jsou určeny dle analytického řešení z, kterého vyplývá, že síla $F_{A2}=15167[\text{N}]$ působí pod úhlem $\alpha_{FA2} = 32,3^\circ$. Složky síly $F_{A2x}=12820[\text{N}]$ a $F_{A2z}=8105[\text{N}]$. Zub jsem uvažoval jako vetknutý nosník, proto jsem dal na vnitřní průměr vazbu fixed support.



Obr. 9.1 Okrajové podmínky

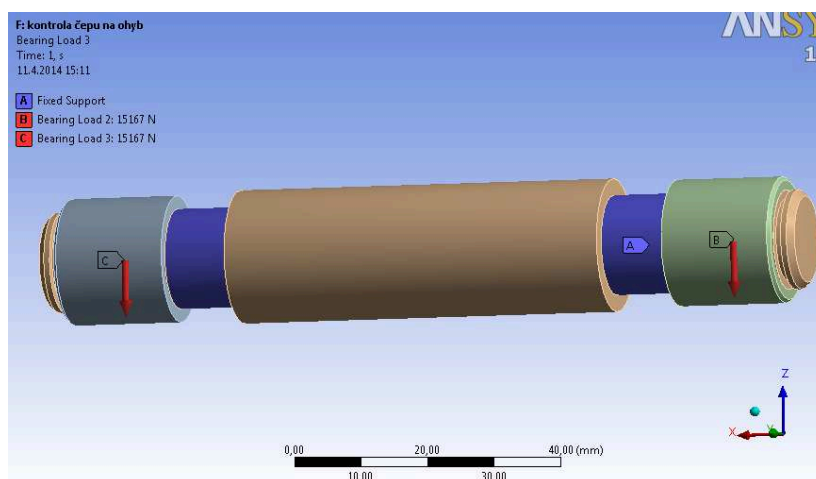
Výsledné maximální napětí je v patě zubu $\sigma_{FA2} 100,1[\text{MPa}]$. Materiál cévového kola jsem volil 14 220.4. Tato ocel je kalena a cementovaná mez únavy v ohybu je 700[MPa]. Mez kluzu tohoto materiálu je $R_e=588[\text{MPa}]$ Statická bezpečnost $k_{sz} = 588/100,1 = 5,8[-]$ vyhovuje.



Obr. 9.2 Výsledné napětí v patě zubu

9.2 Na čepu řetězu

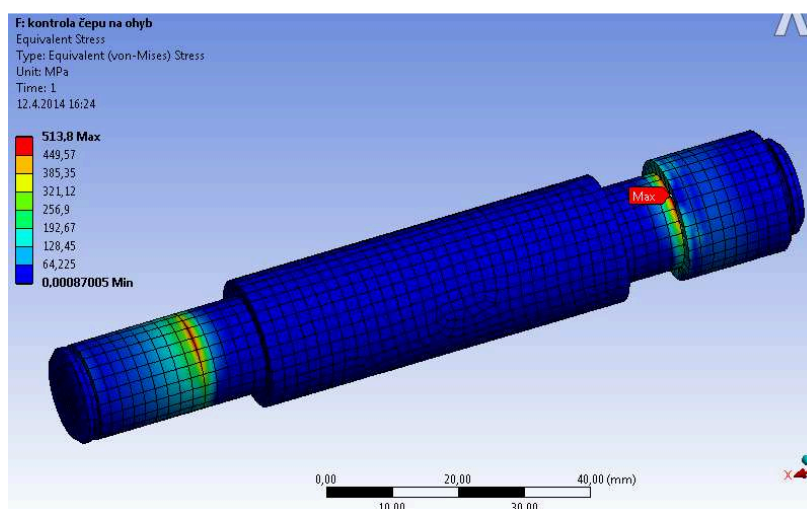
Okrajové podmínky pro čep řetězu jsou následující. V místech, kde je čep uložen v článcích řetězu jsem volil vazbu fixed Support. Pro pouzdra na čepu jsem volil zatížení tzv. Bearnig Load $F_c = 15167\text{[N]}$. Vazba mezi čepem a pouzdrem je Bonded.



Obr. 9.3 Okrajové podmínky čepu

Výsledné napětí je na hraně pouzdra a článku řetěze, v kterém je čep uložen. Logický předpoklad je, že přesně na tomto místě se vyskytuje největší napětí, a proto můžu konstatovat, že je metodika MKP v pořádku. V tomto místě vyšlo maximálně napětí $\sigma_{c\max} = 513\text{[MPa]}$. Materiál čepu jsem volil 14 331.0 kde mez kluzu $R_e = 835\text{ [MPa]}$.

Statická bezpečnost $k_c = R_e / \sigma_{c\max} = 835/513 = 1,6[-]$ vyhovuje.



Obr. 9.4 Výsledné napětí na čepu

Výpočet jednotlivých obsahu

$$S_1 = S_4 = a_{14} \cdot b_{14} = 10 \cdot 80 = 800 [mm^2]$$

$$S_2 = S_5 = a_{25} \cdot b_{25} = 19 \cdot 20 = 380 [mm^2]$$

$$S_3 = a_3 \cdot b_3 = 58,4 \cdot 20 = 1168 [mm^2]$$

Výpočet souřadnice těžiště X_T dle [1]

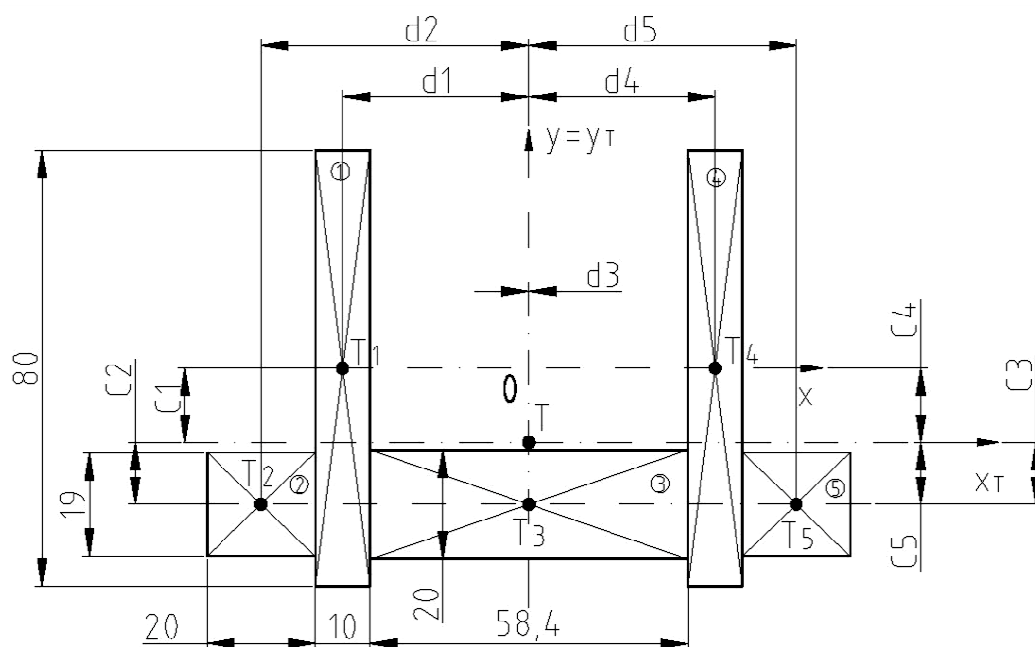
$$X_T = \frac{\sum S_i \cdot x_i}{\sum S_i} = \frac{800 \cdot (-34,2) + 380 \cdot (-49,2) + 1168 \cdot 0 + 800 \cdot 34,2 + 380 \cdot 49,2}{800 + 380 + 1168 + 800 + 380} = 0 mm \quad (10.1)$$

Výpočet souřadnice těžiště Y_T dle [1]

$$Y_T = \frac{\sum S_i \cdot y_i}{\sum S_i} = \frac{800 \cdot 0 + 380 \cdot (-25) + 1168 \cdot (-25) + 800 \cdot 0 + 380 \cdot (-25)}{800 + 380 + 1168 + 800 + 380} = -13,6 mm \quad (10.2)$$

10.2 Výpočet centrálních kvadratických momentů setrvačnosti

Pro výpočet centrálního kvadratického momentu setrvačnosti jsem nejdřív vypočítal dílčí ramena těžišť a jednotlivé kvadratické momenty setrvačnosti ploch. [1]



Obr. 10.3 Upravený profil s dílčími rameny těžišť

Ramena dílčích těžišť k ose y.

$$\begin{aligned}C_1 &= y_1 - Y_T = 0 - 13,6 = -13,6 [mm] \\C_2 &= y_2 - Y_T = -25 - (-13,6) = -11,4 [mm] \\C_3 &= y_3 - Y_T = -25 - (-13,6) = -11,4 [mm] \\C_4 &= y_4 - Y_T = 0 - 13,6 = -13,6 [mm] \\C_5 &= y_5 - Y_T = -25 - (-13,6) = -11,4 [mm]\end{aligned}$$

Kvadratický moment setrvačnosti dílčích ploch k ose x dle [1]

$$\begin{aligned}J_{x1} &= J_{x4} = \frac{a_{14} \cdot b_{14}^3}{12} = \frac{10 \cdot 80^3}{12} = 4,26 \cdot 10^5 [mm^4] \\J_{x2} &= J_{x5} = \frac{a_{25} \cdot b_{25}^3}{12} = \frac{20 \cdot 19^3}{12} = 1,14 \cdot 10^4 [mm^4] \\J_{x3} &= \frac{a_3 \cdot b_3^3}{12} = \frac{58,4 \cdot 20^3}{12} = 3,89 \cdot 10^4 [mm^4]\end{aligned} \quad (10.3)$$

Centrální kvadratický moment setrvačnosti J_x

$$\begin{aligned}J_x &= \sum (J_{xi} + S_i \cdot C_i^2) \\J_x &= 4,26 \cdot 10^5 + 800 \cdot (-13,6)^2 + 1,14 \cdot 10^4 + 380 \cdot (-11,4)^2 + 3,89 \cdot 10^4 + 1168 \cdot (11,4)^2 \\&\quad + 4,26 \cdot 10^5 + 800 \cdot (-13,6)^2 + 1,14 \cdot 10^4 + 380 \cdot (-11,4)^2 = 1,46 \cdot 10^6 [mm^4]\end{aligned} \quad (10.4)$$

Ramena dílčích těžišť k ose x.

$$\begin{aligned}d_1 &= x_1 - X_T = -34,2 - 0 = -34,2 [mm] \\d_2 &= x_2 - X_T = -49,2 - 0 = -49,2 [mm] \\d_3 &= x_3 - X_T = 0 - 0 = 0 [mm] \\d_4 &= x_4 - X_T = 34,2 - 0 = 34,2 [mm] \\d_5 &= x_5 - X_T = 49,2 - 0 = 49,2 [mm]\end{aligned}$$

Kvadratický moment setrvačnosti dílčích ploch k ose y.

$$\begin{aligned}J_{y1} &= J_{y4} = \frac{b_{14} \cdot a_{14}^3}{12} = \frac{80 \cdot 10^3}{12} = 6,66 \cdot 10^3 [mm^4] \\J_{y2} &= J_{y5} = \frac{b_{25} \cdot a_{25}^3}{12} = \frac{19 \cdot 20^3}{12} = 1,26 \cdot 10^4 [mm^4] \\J_{x3} &= \frac{b_3 \cdot a_3^3}{12} = \frac{20 \cdot 58,4^3}{12} = 3,32 \cdot 10^5 [mm^4]\end{aligned} \quad (10.5)$$

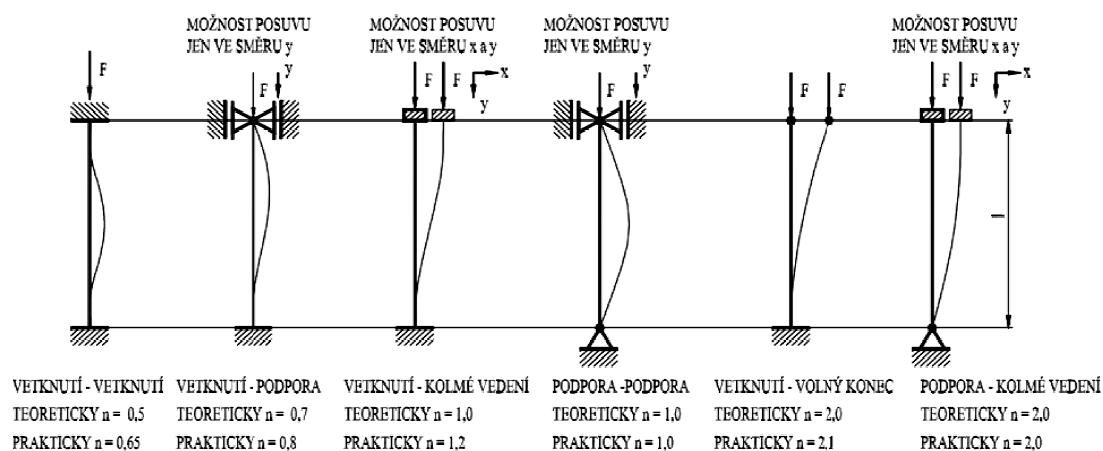
Centrální kvadratický moment setrvačnosti J_y .

$$J_y = \sum (J_{yi} + S_i \cdot d_i^2)$$

$$J_y = 6,66 \cdot 10^3 + 800 \cdot (-34,2)^2 + 1,26 \cdot 10^4 + 380 \cdot (-49,2)^2 + 3,32 \cdot 10^5 + 1168 \cdot 0 + 6,66 \cdot 10^3 + 800 \cdot 34,2^2 + 1,26 \cdot 10^4 + 380 \cdot 49,2^2 = 4,08 \cdot 10^6 [\text{mm}^4] \quad (10.6)$$

10.3 Kontrola řetězu na vzpěr dle Eulera

Řetěz uvažuji, jako nosník na jednom konci vetknu a na druhém konci volný. Konstanta, která charakterizuje působení síly $n=2$. Délka řetězu $l=2000$ [mm].



Obr. 10.4 Číselná konstanta charakterizující působení síly [1]

Poloměr setrvačnosti

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S}} = \sqrt{\frac{1,46 \cdot 10^6}{3528}} = 20,3 [\text{mm}] \quad (10.7)$$

Štíhlostní poměr

$$\lambda = \frac{4 \cdot L}{i_{\min}} = \frac{4 \cdot 2000}{20,3} = 98,5 [-]$$

Mezní štíhlost

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{R_e}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{295}} = 83,8 [-] \quad (10.8)$$

$\lambda \geq \lambda_m$ oblast pružného vzpěru dle Eulera [1]

Mez kluzu pro materiál 11 600.0 $R_e=295$ [MPa] [2]

Kritické napětí

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \leq R_e$$
$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{98,5^2} = 213,6 [MPa] \quad (10.9)$$

$$\sigma_{kr} \leq R_e$$
$$213,6 [MPa] \leq 295 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kritická síla

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{(n \cdot l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,42 \cdot 10^6}{(2 \cdot 2000)^2} = 183944,8 N \quad (10.10)$$

Součinitel bezpečnosti

$$k_{kr} = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{183944,8}{30000} = 6 [-] \quad (10.11)$$

Součinitel bezpečnosti u kontroly na vzpěr, jak je patrné ze vzorce 10.9 vyšel dostatečně vysoký, proto můžu konstatovat, že řetěz vyhovuje této kontrole.

11. Volba pohonu

Dle zadání má být rychlost zdvihu $v = 0,1[\text{ms}^{-1}]$ a tíha břemene $G=30[\text{kN}]$. Na základě těchto požadavků, jsem vypočítal výstupní otáčky elektromotoru, krouticí moment a požadovaný výkon.

$$n_{\text{vyst}} = \frac{v \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot r_b} = \frac{0,1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 0,0715} = 13,4[\text{min}^{-1}] \quad (11.1)$$

Dle zadání je tíha břemene $G=30000[\text{N}]$ a působí na poloměru základní kružnice cévového kola r_b .

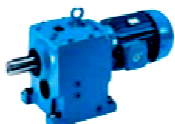
$$M_k = G \cdot r_b = 30000 \cdot 0,0716 = 2148[\text{Nm}] \quad (11.2)$$


Požadovaný výkon tedy je.



$$P = F \cdot v = 30000 \cdot 0,1 = 3[\text{kW}] \quad (11.3)$$

Tab. 11.1 Parametry elektropřevodovky [12]

4,00 kW





P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	F_R [kN]	F_A [kN]	$F_{R\ VL}$ [kN]	$F_{A\ VL}$ [kN]		 kg	 mm
4,00	2,6	14692	0,8	548,76	54,0	79,8	84,8	80,0	SK 93/42 - 112M/4	571	B89
	3,2	11938	1,0	457,30	58,7	78,3	87,9	80,0			
	4,3	8884	1,4	333,02	62,4	75,4	90,4	80,0			
	5,0	7640	1,6	287,83	63,6	73,6	91,2	80,0			
	6,0	6367	1,9	239,74	64,6	71,4	91,9	80,0			
	8,0	4775	2,6	181,16	65,5	67,2	92,6	80,0			
14	2729	0,8	105,87	8,0	23,8	16,0	40,0	SK 53 - 112M/4	123	B77	
15	2547	0,9	95,49	9,1	23,8	16,5	40,0				
18	2122	0,9	79,69	10,9	23,8	17,6	40,0				
22	1736	1,1	65,35	12,1	23,8	18,4	40,0				

Volím elektropřevodovku od firmy NORD s parametry. Výstupní otáčky $n_2=14[\text{min}^{-1}]$, krouticí moment $M_2=2729[\text{Nm}]$, výkon $P_1=4[\text{kW}]$ a účinnost $\eta=0,98[-]$. Typ převodovky NORDBLOCK – řada čelních převodovek SK 53 – 112M/4. [12]

12. Kontrola hřídele

12.1 Výpočet obvodové, radiální síly na hřídeli a reakce v podporách

Obvodovou sílu jsem uvažoval na základní kružnici cevového kola. [3]

$$F_t = \frac{2 \cdot M_K}{d_b} = \frac{2 \cdot 2148 \cdot 10^3}{143} = 30041,9[N] \quad (12.1)$$

Radiální síla

$$F_{r12} = F_t \cdot \sin \varphi_{tr} = 30041,9 \cdot \sin 8,53^\circ = 4456[N] \quad (12.2)$$

Reakce v podporách [3]

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_a - F_{r1} - F_{r2} + R_b &= 0 \\ R_a = F_{r1} + F_{r2} - R_b &= 4456 + 4456 - 4456 = 4456[N] \end{aligned} \quad (12.3)$$

$$\begin{aligned} \sum M_a &= 0 \\ -F_{r1} \cdot a - F_{r2} \cdot (a+b) + R_b \cdot (a+b+c) &= 0 \\ R_b = \frac{F_{r1} \cdot a + F_{r2} \cdot (a+b)}{(a+b+c)} &= \frac{4456 \cdot 41,5 + 4456 \cdot (41,5 + 100)}{(41,5 + 100 + 41,5)} = 4456[N] \end{aligned} \quad (12.4)$$

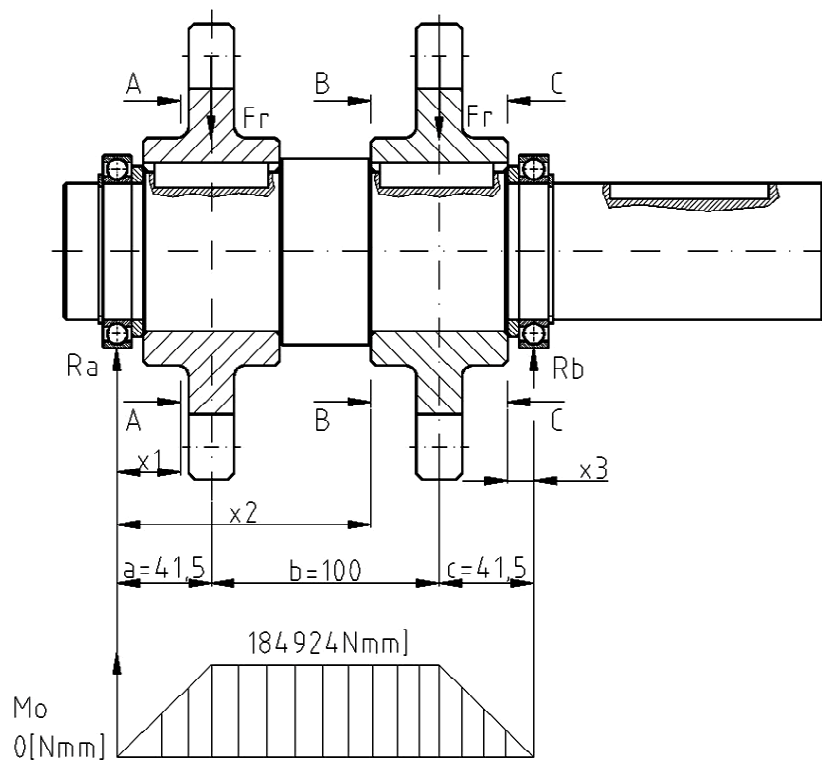
12.2 Průběhy ohybových momentů

Rovnice průběhu ohybových momentů [3]

$$\begin{aligned} M_{ox1} &= R_a \cdot x_1 \\ x_1 = 0 &\rightarrow M_{ox1} = 4456 \cdot 0 = 0[Nmm] \\ x_1 = a &\rightarrow M_{ox1} = 4456 \cdot 41,5 = 184924[Nmm] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{ox2} &= R_a \cdot x_2 - F_{r1} \cdot (x_2 - a) \\ x_2 = a &\rightarrow M_{ox2} = 4456 \cdot 41,5 - 4456 \cdot (41,5 - 41,5) = 184924[Nmm] \\ x_2 = a+b &\rightarrow M_{ox2} = 4456 \cdot (41,5 + 100) - 4456[(41,5 + 100) - 41,5] = 184924[Nmm] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{ox3} &= R_b \cdot x_3 \\ x_3 = 0 &\rightarrow M_{ox3} = 4456 \cdot 0 = 0[Nmm] \\ x_3 = c &\rightarrow M_{ox3} = 4456 \cdot 41,5 = 184924[Nmm] \end{aligned}$$



Obr. 12.1 Průběh ohybového momentu

13. Statická kontrola hřídel

Ohybové napětí v průřezu A – A

$$\sigma_{soAA} = \frac{32 \cdot M_{oAA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} \cdot \alpha_{\sigma AA} = \frac{32 \cdot 184924}{\pi \cdot 70^3} \cdot 3 = 16,5 MPa \quad (12.5)$$

$\alpha_{\sigma AA}$ součinitel vrubu (koncentrace napětí) pro ohyb. Součinitel koncentrace napětí pro hřídel s drážkou pro pero není uváděno v mnoho literaturách. Můžeme tedy brát přibližnou hodnotu maxima součinitele koncentrace napětí pro tuto drážku. [3]

Smykové napětí v průřezu A – A

$$\tau_{sAA} = \frac{16 \cdot M_{kAA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} \cdot \alpha_{\tau AA} = \frac{16 \cdot 2148 \cdot 10^3}{\pi \cdot 70^3} \cdot 2,6 = 82,9 MPa \quad (12.6)$$

α_{sAA} součinitel vrubu (koncentrace napětí) pro krut

Rozměry drážky pro pero

Pero 18e7 x 11 x 50 ČSN 02 2562

$$\frac{r}{d} = \frac{0,4}{70} = 0,005[mm]$$

$$\frac{b}{d} = \frac{18}{70} = 0,257[mm]$$

$$\frac{t}{d} = \frac{6,8}{70} = 0,097[mm],$$

Redukované napětí v průřezu A - A podle GESTA

$$\sigma_{redAA} = \sqrt{\sigma_{soAA}^2 + 4 \cdot \tau_{sAA}^2} = \sqrt{16,5^2 + 4 \cdot 82,9^2} = 166,6[MPa] \quad (12.7)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A – A

$$k_{sAA} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{redAA}} = \frac{592}{166,6} = 3,5[-] \quad (12.8)$$

Statická bezpečnost hřídele vyšla dostatečná, proto můžu konstatovat, že hřídel vyhovuje.

14. Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce bylo navrhnout vertikální tlačný řetězový zvedák dle zadaných parametrů. Dílčí cíle této diplomové práce byly navrhnout systematické řešení výpočtu geometrie cévového ozubení a následná kontrola tohoto převodu. Dále bylo ověřeno analytické řešení pevnostní kontroly cévového kola metodou MKP. Následně jsem zkontroloval řetěz na vzpěr a také hřídel na statickou bezpečnost. Posledním bodem bylo navrhnout pohon a zhotovit výkresovou dokumentaci, která zahrnuje sestavu a výrobní výkres hřídele. Cíle diplomové práce byly splněny. Všechny kontrolní výpočty splňují podmínky a vertikální zvedák je plně funkční.

15. Seznam použité literatury

- [1] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 1998, 173 s. ISBN 80-707-8572-1.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003, xv, 865 s. ISBN 80-864-9074-2.
- [3] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-722-5018-3.
- [4] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [6] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989, 775 s. Česká matice techn. ISBN 80-030-0046-7.
- [7] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 64, 5 s. ISBN 978-80-248-0878-9.

Internetové stránky

- [8] Serapid. *LinkLift* [online]. [cit.2014-04-23]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/industrial-equipment/industrial-lifts/industrial-lifting-products/linklift>
- [9] Serapid. *HDLift* [online]. [cit.2014-04-23]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/industrial-equipment/industrial-lifts/industrial-lifting-products/hd-lift>
- [10] Serapid. *ChainLift* [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/industrial-equipment/industrial-lifts/industrial-lifting-products/chainlift>
- [11] Serapid. *LinkLift technical guide* [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: http://www.serapid.com/sites/default/files/public/product-documentation/linklift_technical_guide_2.pdf
- [12] NORD. *Čelní převodovky* [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/geared-motors_detail_1511.jsp

Seznam příloh

SN2KIK01-DP01	Sestavný výkres	Vertikální zvedák	A0
SN2KIK01-DP07	Výrobní výkres	Hřídel	A3

Použitý software

AUTODESK, Inc. Autodesk Inventor Professional 2013

AUTODESK, Inc. AutoCAD 2011

Microsoft office Word 2007

Microsoft Excel 2007

Ansys Workbench 14.0